

\* EPDOC / EXO

PN - JP5098671 A 19930420  
 PD - 1993-04-20  
 PR - JP19920063040 19920319; JP19910057056 19910320  
 OPD - 1991-03-20  
 TI - VIBRATION SUPPRESSING CONTROL DEVICE FOR WORKING DEVICE OF HYDRAULIC  
 WORKING MACHINE  
 IN - YAMAGATA EIJI; OBARA KIYOTAKA; TANAKA YASUO; WATANABE HIROSHI  
 PA - HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY  
 IC - E02F9/22 ; F16F9/50 ; F16F15/02 ; G05D19/02  
\* PAJ / JPO

PN - JP5098671 A 19930420  
 PD - 1993-04-20  
 AP - JP19920063040 19920319  
 IN - YAMAGATA EIJI; others: 03  
 PA - HITACHI CONSTR MACH CO LTD  
 TI - VIBRATION SUPPRESSING CONTROL DEVICE FOR WORKING DEVICE OF HYDRAULIC  
 WORKING MACHINE  
 AB - PURPOSE: To suppress vibration when a working device is stopped or started and provide large  
 acceleration for the speed change when it is started in the vibration suppressing control device of  
 the working device of a hydraulic working machine.  
 - CONSTITUTION: A control unit 7 calculates the thrust F of a boom cylinder 2 based on the  
 pressure signals outputted from pressure converters 8, 9 and calculates the velocity V of the  
 boom cylinder 2 based on the displacement signal outputted from a displacement gauge 10  
 respectively. They are fed to a high-pass filter cutting the vibration component below the preset  
 frequency then are multiplied by the preset gains respectively to determine the flow command  
 value DELTA<sub>g</sub> and the control signal is outputted to the second flow control valve 11. The flow  
 control valve 11 supportingly feeds or discharges the flow corresponding to the flow command  
 value to an actuator, and a damper action is applied to the actuator to suppress vibration.  
 I - E02F9/22 ; F16F9/50 ; F16F15/02 ; G05D19/02

BEST AVAILABLE COPY

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

特開平5-98671

(43) 公開日 平成5年(1993)4月20日

(51) Int.Cl. <sup>5</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
E 0 2 F 9/22	E	9022-2D		
F 1 6 F 9/50		9240-3 J		
15/02	A	9138-3 J		
G 0 5 D 19/02	D	8811-3H		

審査請求 未請求 請求項の数9 (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願平4-63040

(22) 出願日 平成4年(1992)3月19日

(31) 優先権主張番号 特願平3-57056

(32) 優先日 平3(1991)3月20日

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000005522

日立建機株式会社

東京都千代田区大手町2丁目6番2号

(72) 発明者 山形 栄治

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

(72) 発明者 田中 康雄

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

(72) 発明者 渡邊 洋

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機株式会社土浦工場内

(74) 代理人 弁理士 春日 譲

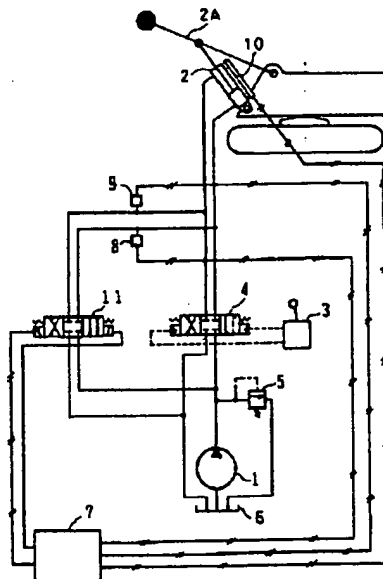
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置

## (57) 【要約】

【目的】 油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置において、作業装置の停止、起動等に際して振動を抑制すると共に、起動時等の速度変化に際して大きな加速度が得られるようにする。

【構成】 制御ユニット7は、圧力変換器8、9から出力される圧力信号からブームシリンダ2の推力Fを、変位計10から出力される変位信号からブームシリンダ2の速度Vをそれぞれ算出し、これらを所定周波数未満の振動成分を遮断するハイパスフィルタに通した後に、それぞれ所定のゲインをかけて流量指令値 $\Delta q$ を求め、制御信号を第2の流量制御弁11に出力する。流量制御弁11は流量指令値に相当する流量をアクチュエータに補助的に給排し、アクチュエータにダンパー作用を与えて振動を抑制する。



- 1: 油圧ポンプ
- 2: ブームシリンダ
- 2A: ブーム (作業装置)
- 7: 制御ユニット (フィルタ手段および演算手段)
- 8, 9: 圧力変換器 (第1の検出手段)
- 10: 変位計 (第2の検出手段)
- 11: 流量制御弁 (流量制御手段)

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動され、作業装置を駆動する油圧アクチュエータと、油圧ポンプと油圧アクチュエータの間に接続され、操作手段からの操作信号に応じて油圧アクチュエータに供給される圧油の流量を制御する流量制御弁とを備えた油圧駆動回路を持つ油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置において、

(a) 前記油圧アクチュエータの推力を得るための第1の状態量を検出する第1の検出手段と；

(b) 前記アクチュエータの速度を得るための第2の状態量を検出する第2の検出手段と；

(c) 前記第1の検出手段で検出した第1の状態量とこの第1の状態量から得たアクチュエータ推力のいずれか一方にフィルター処理を施し、所定周波数未満の振動成分を除去する第1のフィルタ手段と；

(d) 前記第2の検出手段で検出した第2の状態量とこの第2の状態量から得たアクチュエータ速度のいずれか一方にフィルター処理を施し、所定周波数未満の振動成分を除去する第2のフィルタ手段と；

(e) 前記フィルター処理の後、得られたアクチュエータ推力及びアクチュエータ速度のそれぞれに所定のゲインをかけて流量指令値を求める演算手段と；

(f) 前記流量指令値に応じて前記アクチュエータに給排される圧油の流量を補助的に制御する流量制御手段と；を備えることを特徴とする油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置。

【請求項2】 請求項1記載の油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置において、前記第1の検出手段は、前記アクチュエータの圧力を検出する圧力センサと、前記圧力センサで検出された圧力に基づき前記アクチュエータの推力を演算する手段とを有することを特徴とする振動抑制制御装置。

【請求項3】 請求項1記載の油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置において、前記第2の検出手段は、前記アクチュエータの変位を検出する変位計と、前記変位計で検出されたアクチュエータの変位に基づきアクチュエータの速度を演算する手段とを有することを特徴とする振動抑制制御装置。

【請求項4】 請求項1記載の油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置において、前記第2の検出手段は、前記操作手段からの操作信号を検出する検出器と、前記アクチュエータの推力を検出する検出器と、これら検出器で検出された操作信号とアクチュエータ推力とに基づきアクチュエータ速度を演算する手段とを有することを特徴とする振動抑制制御装置。

【請求項5】 請求項1記載の油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置において、前記第1及び第2のフィルター手段は、前記第1の状態量から得たアクチュエータ推力及び前記第2の状態量から得たアクチュエ

ータ速度にそれぞれフィルター処理を施すことを特徴とする振動抑制制御装置。

【請求項6】 請求項1記載の油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置において、前記第1及び第2のフィルター手段は、前記第1の検出手段で検出した第1の状態量及び前記第2の検出手段で検出した第2の状態量にそれぞれフィルター処理を施すことを特徴とする振動抑制制御装置。

【請求項7】 請求項1記載の油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置において、前記演算手段は、前記フィルター処理の後、得られたアクチュエータ推力及びアクチュエータ速度のそれぞれに所定のゲインを乗じた値を加算することにより前記流量指令値を求めることを特徴とする振動抑制制御装置。

【請求項8】 請求項1記載の油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置において、前記第1および第2のフィルタ手段は、それぞれ、所定周波数以上の振動成分を通過させるハイパスフィルタであることを特徴とする振動抑制制御装置。

【請求項9】 油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出される圧油によって駆動され、作業装置を駆動する油圧アクチュエータと、油圧ポンプと油圧アクチュエータの間に接続され、操作手段の操作信号に応じて油圧アクチュエータに供給される圧油の流量を制御する流量制御弁とを備えた油圧駆動回路を持つ油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置において、

(a) 前記油圧アクチュエータの加速度を得るための第1の状態量を検出する第1の検出手段と；

(b) 前記アクチュエータの速度を得るための第2の状態量を検出する第2の検出手段と；

(c) 前記第1の検出手段で検出した第1の状態量とこの第1の状態量から得たアクチュエータ加速度のいずれか一方にフィルター処理を施し、所定周波数未満の振動成分を除去する第1のフィルタ手段と；

(d) 前記第2の検出手段で検出した第2の状態量とこの第2の状態量から得たアクチュエータ速度のいずれか一方にフィルター処理を施し、所定周波数未満の振動成分を除去する第2のフィルタ手段と；

(e) 前記フィルター処理の後、得られたアクチュエータ加速度及びアクチュエータ速度のそれぞれに所定のゲインをかけて流量指令値を求める演算手段と；

(f) 前記流量指令値に応じて前記アクチュエータに給排される圧油の流量を補助的に制御する流量制御手段と；を備えることを特徴とする油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は油圧ショベル、クレーン等の油圧作業機械において、ブーム、アーム等の作業装置の停止時および起動時における振動を抑制する振動抑

制制御装置に関する。

#### 【0002】

【従来の技術】油圧作業機械、例えば油圧ショベルにおいては、図14に示すように、操作レバー3の操作による流量指令をパイロット圧信号として流量制御弁4に入力し、この流量制御弁4の作動により、油圧ポンプ1からブームシリンダ2のヘッド側またはロッド側への供給される圧油の流量を制御して、ブームの動作速度を制御している。

【0003】このような油圧作業機械においては、操作レバー3を中立に戻してブームを急停止させるとき、パイロット圧信号が停止を指示して流量制御弁が中立に戻った後も、ブームは慣性により急には停止せず、流量制御弁4以降の油圧回路で圧油がバネの役目をして、振動が発生する。この振動は車体に伝わり、車体のガタ等の影響により車体の揺動を引き起こし、結果的に車体フロント全体の連成振動を生じてしまう。また、この振動は、慣性が大きいために減衰しにくく、いつまでも振動が収まらない。その結果、例えばバケットとの先端位置決め等、微妙な操作が必要な場合でも、いつまでも先端が振動していて、位置決めができないという問題が生じる。

【0004】このような問題に対し、特開昭62-34788号公報においては、柔構造作業機械において、アームの動作時の加速度を加速度検出器で検出し、検出した加速度信号をフィルタ手段に通して1次モードの加速度信号のみを通過させ、この1次モードの加速度信号を除去するよう流量制御弁を駆動制御して、アームの振動を抑制する振動抑制制御装置が提案されている。

#### 【0005】

【発明が解決しようとする課題】特開昭62-34788号公報に記載の従来技術は、加速度が起振力の源であることから起振力そのものを制御しており、振動の抑制には効果がある。しかしながら、この技術を比較的速い動作速度が要求される作業装置を持つ油圧作業機械、例えば油圧ショベルに適用した場合には、振動は効果的に抑制されるものの、起振力のみを制御することから起動時等、アクチュエータを大きな加速度で操作しようとしたときにはその加速度が抑制され、大きな加速度が得られず、したがって、所望速度を得るのに時間がかかり、操作性が悪化するという問題が生じる。

【0006】本発明の目的は、油圧アクチュエータの加速度および速度に応じて油圧アクチュエータに補助的に圧油を給排することにより、作業装置の停止、起動等に際して振動を抑制すると共に、操作性を悪化させない油圧作業機械における作業装置の振動抑制制御装置を提供することにある。

#### 【0007】

【課題を解決するための手段】この目的を達成するため、本発明による油圧作業機械における作業装置の振動

抑制制御装置は、(a)前記油圧アクチュエータの推力を得るための第1の状態量を検出する第1の検出手段と；(b)前記アクチュエータの速度を得るための第2の状態量を検出する第2の検出手段と；(c)前記第1の検出手段で検出した第1の状態量とこの第1の状態量から得たアクチュエータ推力のいずれか一方にフィルタ処理を施し、所定周波数未満の振動成分を除去する第1のフィルタ手段と；(d)前記第2の検出手段で検出した第2の状態量とこの第2の状態量から得たアクチュエータ速度のいずれか一方にフィルタ処理を施し、所定周波数未満の振動成分を除去する第2のフィルタ手段と；(e)前記フィルタ処理の後、得られたアクチュエータ推力及びアクチュエータ速度のそれぞれに所定のゲインをかけて流量指令値を求める演算手段と；(f)前記流量指令値に応じて前記アクチュエータに給排される圧油の流量を補助的に制御する流量制御手段と；を備えるものである。

【0008】好ましくは、第1の検出手段は、アクチュエータの圧力を検出する圧力センサと、圧力センサで検出された圧力に基づきアクチュエータの推力を演算する手段とを有する。

【0009】また、好ましくは、第2の検出手段は、アクチュエータの変位を検出する変位計と、変位計で検出されたアクチュエータの変位に基づきアクチュエータの速度を演算する手段とを有する。

【0010】更に、好ましくは、第2の検出手段は、操作手段からの操作信号を検出する検出器と、アクチュエータの推力を検出する検出器と、これら検出器で検出された操作信号とアクチュエータ推力とに基づきアクチュエータ速度を演算する手段とを有する。

【0011】第1及び第2のフィルタ手段は、第1及び第2の状態量からアクチュエータ推力及びアクチュエータ速度を得た後に、その値にそれぞれフィルタ処理を施してもよいし、第1及び第2の状態量からアクチュエータ推力及びアクチュエータ速度を得る前に、その第1及び第2の状態量にそれぞれフィルタ処理を施してもよい。

【0012】また、好ましくは、演算手段は、フィルタ処理の後、得られたアクチュエータ推力及びアクチュエータ速度のそれぞれに所定のゲインを乗じた値を加算することにより流量指令値を求める。

【0013】更に、好ましくは、第1および第2のフィルタ手段は、それぞれ、所定周波数以上の振動成分を通過させるハイパスフィルタである。

【0014】第1の検出手段でアクチュエータの推力を得るための状態量を検出する代わりに、油圧アクチュエータの加速度を得るための状態量を検出する検出手段を設け、フィルタ処理の後、得られたアクチュエータ加速度及びアクチュエータ速度のそれぞれに所定のゲインをかけて流量指令値を求めてもよい。

【0015】

【作用】フィルター処理の後、得られたアクチュエータ推力及びアクチュエータ速度のそれぞれに所定のゲインをかけて流量指令値を求め、この流量指令値に応じてアクチュエータに給排される圧油の流量を補助的に制御することにより、油圧アクチュエータが慣性により目標位置を越えてさらに移動しようとするとき、その推力と速度の大きさに対応したダンパー作用が油圧アクチュエータに与えられて振動が抑制される。また、推力だけで流量指令値を決めて振動を抑制する場合には、従来技術と同様にアクチュエータの加速度を大きくできないものが、推力と速度の両方を用いて流量指令値を決めているので、加速度が抑制される程度が小さくなり、これにより迅速なアクチュエータの操作が可能となり、操作性が向上する。

【0016】

【実施例】以下、本発明の一実施例を図1～図6により、油圧作業機械として油圧ショベルを例にとった場合につき説明する。図1において、本実施例に係わる油圧駆動回路は、油圧ポンプ1と、この油圧ポンプ1から吐出される圧油によって駆動され、作業装置、例えば油圧ショベルのブーム2Aを駆動する油圧アクチュエータすなわちブームシリンダ2と、油圧ポンプ1と油圧アクチュエータ2の間に接続され、操作レバー3の操作によるパイロット圧信号によって制御されて、油圧アクチュエータ2に供給される圧油の流量を制御する第1の流量制御弁4と、ポンプ1と第1の流量制御弁4の間の圧力が設定値以上になったときに開くリリーフ弁5とを備えている。

【0017】本実施例の振動抑制制御装置は以上の油圧駆動回路に備えられるもので、制御ユニット7と、ブームシリンダ2のヘッド側圧力およびロッド側圧力をそれぞれ検出する圧力変換器8、9と、ブームシリンダ2の変位すなわちピストンの位置を検出する変位計10と、電磁式の第2の流量制御弁11とを備え、制御ユニット7は圧力変換器8、9および変位計10からの検出信号を入力して振動抑制のための流量指令値を演算し、対応する制御信号を第2の流量制御弁11に出力する。第2の流量制御弁11は、第1の流量制御弁と同様に油圧ポンプ1とブームシリンダ2の間に接続され、制御ユニット7からの制御信号により駆動され、ブームシリンダ2に給排される圧油の流量を補助的に制御する。

【0018】制御ユニット7はマイクロコンピュータで構成され、図2に示すように、圧力変換器8、9から出力される圧力信号と変位計10から出力される変位信号とをデジタル信号に変換するA/Dコンバータ7aと、中央演算装置(CPU)7bと、制御手順のプログラムを格納するリードオンリーメモリ(ROM)7cと、演算途中の数値を一時的に記憶するランダムアクセスメモリ(RAM)7dと、出力用のI/Oインターフェイス

7eと、上記の流量制御弁11に接続される増幅器7f、7gとを備えている。

【0019】制御ユニット7は、圧力変換器8、9から出力される圧力信号からブームシリンダ2の推力を、変位計10から出力される変位信号からブームシリンダ2の速度をそれぞれ算出し、これらを所定周波数未満の振動成分を遮断するハイパスフィルタに通した後に、それぞれ所定のゲインをかけて流量指令値を求め、対応する制御信号を第2の流量制御弁11に出力する。

【0020】以下、図3に示すROM7cに格納された制御手順プログラムのフローチャートにしたがい、本実施例の動作を詳細に説明する。まず、手順100において、圧力変換器8、9の出力および変位計10の出力をA/Dコンバータを介して入力し、ブームシリンダ2のヘッド側圧力 $P_1$ およびロッド側圧力 $P_2$ とブームシリンダ2の変位 $X$ をRAM7dに記憶する。

【0021】次に手順110において、ブームシリンダ2のヘッド側圧力 $P_1$ およびロッド側圧力 $P_2$ にブームシリンダ2のヘッド側受圧面積 $A_1$ およびロッド側受圧面積 $A_2$ をかけて、その差を求めることにより、ブームシリンダ2の推力 $F$ を算出する。

【0022】次に手順120において、現在のブームシリンダ2の変位 $X_i$ と1サンプル時間前のブームシリンダ2の変位 $X_{i-1}$ との差をサンプル時間 $\Delta t$ で除することによって、ブームシリンダ2の速度 $V$ を算出する。

【0023】次に手順130において、ブームシリンダ2の推力 $F$ と速度 $V$ をそれぞれハイパスフィルタに通し、ブームシリンダ2の推力 $F$ の所定周波数以上の振動成分(以下、高周波成分という) $F_H$ と速度 $V$ の所定周波数以上の振動成分(以下、高周波成分という) $V_H$ を算出する。すなわち、制御プログラムに予め組み込まれたハイパスフィルタの演算式 $F_H = f_{HPF}(F)$ および $V_H = f_{HPF}(V)$ を用いて処理して高周波成分 $F_H$ 、 $V_H$ を求める。

【0024】図4にハイパスフィルタによる推力 $F$ と速度 $V$ の処理概念を示す。ブームシリンダ2Aの保持圧が例えば $100\text{ Kg/cm}^2$ にある状態で操作レバー3の入力 $u$ (ストローク)を図4(a)のように変化させると、ブームシリンダ2Aの速度 $V$ は図4(b)のように変化し、推力 $F$ は図4(d)のように変化する。すなわち、ブームシリンダ2Aの起動時と停止時に、ブーム2Aの自重およびこれが支持する重量の慣性と流量制御弁4以降の油圧回路における圧油のパネ作用とにより、推力 $F$ は図4(d)に示すように変化し、これに伴って速度 $V$ も図4(b)に示すように変化する。これをハイパスフィルタにかけると、所定周波数未満の振動成分が遮断され、図4(c)および(e)に示すように起動および停止に伴う振動成分 $V_H$ および $F_H$ のみが求められる。なお、推力 $F$ の振動と速度 $V$ の振動は $90^\circ$ の移相のずれがある。

【0025】ここで、ハイパスフィルタ後の推力の高周波成分 $F_h$ は推力 $F$ から保持圧の影響を除去した値に一致し、ブームシリンダ2の加速度と1対1に対応する。すなわち、本実施例では、起振力の源である加速度を直接検出する代わりに、推力 $F$ をハイパスフィルタに通し、所定周波数以上の振動成分 $F_h$ を求めることにより加速度を検出している。また、ハイパスフィルタの所定周波数は、起振力としての影響を考慮して制御対象である作業装置の固有振動数以下の周波数に設定することが好ましい。本実施例では、制御対象である作業装置にはブーム2Aとそれが支持する重量も含まれることから、それら全体の固有振動数以下の周波数であり、具体的には油圧シヨベルのサイズにもよるが概ね1~3Hzの範囲内の値である。

【0026】次に、手順140において、ブームシリンダ2の推力 $F$ の高周波成分 $F_h$ と速度 $V$ の高周波成分 $V_h$ にそれぞれ所定のゲイン $K_i$ 、 $K_v$ をかけて、両者を加算することにより流量指令値 $\Delta q$ を算出し、対応する制御信号を第2の流量制御弁11に出力し、初めに戻る。

【0027】次に、本実施例の作用効果を図5および図6により説明する。図5は、従来の振動抑制制御装置を備えない油圧駆動回路に係わるブームを急停止させるときの操作レバー3の入力 $u$ （パイロット圧）、ブームシリンダ2の変位 $X$ 、ブームシリンダ2の速度 $V$ およびブームシリンダ2の推力 $F$ の時間的变化を示し、参考として制御入力 $\Delta q$ を合わせて示している。まず、一定速度でブーム下げの動作を行っている状態からブーム2Aを急停止させるべく操作レバー3を中立に戻すと、図5(a)に示すように入力 $u$ は0になり、流量制御弁4も中立に戻る。これに伴って、それまで一定の速度 $V$ および推力 $F$ で下げ方向に動作中であったブームシリンダ2が停止しようとするが、慣性によりブーム2Aは急には停止せず、図5(c)に示すように目標位置を越えさらに下げ続け、これに対応してブームシリンダ2の速度 $V$ および推力 $F$ も図5(d)および(e)に示すように変化する。そしてその後、流量制御弁4以降の油圧回路で圧油がバネの役目をしてブームシリンダ2が上方に押し戻され、変位 $X$ は増加を開始すると共に、速度 $V$ は正の値に転じかつ推力 $F$ は減少を開始する。ブームシリンダ2が所定位置まで押し戻されると、同様に圧油のバネ作用で今度は逆ブームシリンダ2が下方に押し戻され、変位 $X$ は減少を開始すると共に、速度 $V$ は負の値に転じかつ推力 $F$ は増加を開始する。以上のことが繰り返され、ブーム2Aを含むフロント系に振動が発生する。この振動が車体に加わり、車体のガタ等の影響により車体の揺動を引き起こし、結果的に車体-フロント全体の連成振動を生じてしまう。

【0028】これに対して、本実施例では、ブームシリンダ2の速度 $V$ および推力 $F$ をハイパスフィルタに通す

ことにより、図6(d)に斜線で示すような所定周波数以上の速度 $V$ の振動成分 $V_h$ と、図6(e)に斜線で示すような所定周波数以上の推力 $F$ の振動成分 $F_h$ を求め、これらにそれぞれ所定のゲイン $K_i$ 、 $K_v$ をかけて、両者を加算することにより、図6(b)に示すような流量指令値 $\Delta q$ を算出し、対応する制御信号を第2の流量制御弁11に出力する。

【0029】流量制御弁11はこの信号を受けて所定の開度に駆動され、ブームシリンダ2のロッド側に油圧ポンプ1から流量指令値 $\Delta q$ に対応する流量を供給しかつヘッド側の圧油をタンク12に排出する。これにより、ブームシリンダ2にダンパー作用が与えられ、圧油の圧縮性による振動の発生が抑制されてブームシリンダ2は停止する。

【0030】したがって、本実施例によれば、ブームシリンダ2の起動時、停止時等、ブームシリンダ2の速度変化（加速度）に起因するブーム2Aの振動が抑制され、例えばバケットとの先端位置決め等、微妙な操作が必要な場合には、確実な位置決めができ、操作性が著しく向上する。

【0031】また、本実施例によれば、振動抑制のための流量指令値 $\Delta q$ の決定に推力 $F$ の高周波成分 $F_h$ だけでなく、速度 $V$ の高周波成分 $V_h$ をも用いているので、以下の効果が得られる。

【0032】振動を抑制する場合、その目的のみに着目するならば起振力の源である推力の高周波成分（加速度）のみから流量指令値 $\Delta q$ を決めれば十分である。しかしながら、例えばブームシリンダ2の起動時には、推力の高周波成分のみから流量指令値 $\Delta q$ を決めると、加速度が直接制御されることから振動が抑制されると同時に加速度そのものも抑制されてしまうことになる。したがって、この場合は、加速度を大きくできず、所望速度に達するまでの時間が長くなり、操作性が悪化する。これに対し、本実施例では、推力の高周波成分のみでなく、振動の結果である速度 $V$ の高周波成分 $V_h$ をも用いて流量指令値 $\Delta q$ を決めているので、加速度が抑制される程度が小さくなり、起動時に大きな加速度を得ることができる。

【0033】ここで、逆に、速度 $V$ の高周波成分 $V_h$ のみから流量指令値 $\Delta q$ を求めた場合には、速度 $V$ は振動の結果であることから振動を完全に抑制することは無理である。したがって、所望の加速度を得ながら振動を効果的に抑制するためには推力の高周波成分 $F_h$ と速度の高周波成分 $V_h$ の両方を用いることが必要である。この速度の高周波成分 $V_h$ と推力の高周波成分 $F_h$ の振動抑制への影響の度合はゲイン $K_v$ 、 $K_i$ により決定され、ゲイン $K_v$ 、 $K_i$ は振動抑制と操作性改善との兼ね合いにより決定される。

【0034】以上のように本実施例によれば、応答性を犠牲にすることなく作業装置の振動を効果的に抑制でき

る。また、フィードバック信号にフィルター処理を施すことにより、定常特性に影響を与えない制御系の実現が可能となる。

【0035】本発明の第2の実施例を図7～図9により説明する。図7において、本実施例の振動抑制制御装置は図1に示された制御装置における圧力変換器8、9の代わりに加速度計12を備え、この加速度計12でブーム2Aの加速度 $\alpha$ を検出し、その信号を制御ユニット7Aに入力し、制御演算に使用する。他の部分は図1の制御装置と同様である。

【0036】図8に図7の制御装置における制御ユニット7Aの構成を示す。図8において、制御ユニット7AではA/Dコンバータ7aに加速度計12からの加速度信号 $\alpha$ と変位計10からの変位信号Xが入力される。他の部分は図2の制御ユニットと同様である。

【0037】図9に図8のROM7cに記憶されている制御手順プログラムのフローチャートを示す。以下、図9のフローチャートに従い本実施例の制御手順を説明する。

【0038】まず手順100AにおいてA/Dコンバータ7aを介して加速度計12により検出されたブーム2Aの加速度 $\alpha$ と変位計10により検出されたブームシリンダ2の変位X(=X<sub>i</sub>)を読み込む。

【0039】次に手順120において手順100Aで読み込んだ変位X(X<sub>i</sub>)と前回読み込んだ変位X<sub>i-1</sub>からシリンダ速度Vを算出する。その方法は先に示された図3の制御手順120と同一である。

【0040】次に手順130Aにおいて加速度 $\alpha$ とシリンダ速度Vをハイパスフィルタを通してそれぞれ高周波成分 $\alpha_1$ 、 $V_1$ を算出する。

【0041】ここで、加速度 $\alpha$ に対してハイパスフィルタを通して高周波成分 $\alpha_1$ のみとするのは重加速度による定常値を除きブームの振動による加速度のみを取り出すためである。

【0042】シリンダ速度Vに対してハイパスフィルタを通し高周波成分 $V_1$ のみとするのは先の図3の制御手段130と同様にシリンダ速度の振動成分のみを取り出すためである。

【0043】手順130Aにおけるハイパスフィルタの演算式は先の手順130と同様のものである。また、ハイパスフィルタにより遮断される振動数も手順130と同様に制御対象である作業装置の固有振動数以下の周波数に設定することが望ましい。

【0044】次に手順140Aにおいて流量指令値 $\Delta q$ の演算を行う。流量指令値 $\Delta q$ の演算は手順130Aで求めたシリンダ速度Vの高周波成分 $V_1$ 、及び加速度 $\alpha$ の高周波成分 $\alpha_1$ にそれぞれ所定のゲイン $K_v$ 、 $K_a$ を乗じ両者を加算することにより求める。そして、流量指令値 $\Delta q$ に対応する制御信号を第2の流量制御弁11に出力する。

【0045】手順140Aを終了すると手順100Aへ戻り、手順100A～140Aを繰り返し行う。

【0046】ここで第1の実施例のシリンダ推力Fの代わりにブームの加速度 $\alpha$ を使用するのは推力Fと加速度 $\alpha$ が同じ次数のパラメータであり両者が比例関係にあるからである。その結果、第2の実施例においても第1の実施例と同様の効果が得られる。

【0047】本発明の第3の実施例を図10～図13により説明する。図10において、本実施例の振動抑制制御装置は図1に示された制御装置における変位計10の代わりに、操作レバー3からの操作信号であるパイロット圧力を検出する圧力変換器15、16を備え、この圧力変換器15、16で検出したパイロット圧信号を制御ユニット7Bに入力し、制御演算に使用する。他の部分は図1の実施例と同様である。

【0048】図11に図10の制御装置における制御ユニット7Bの構成を示す。図11において、制御ユニット7BではA/Dコンバータ7aに圧力変換器8、9及び15、16から出力される圧力信号が入力され、増幅器7fからは制御信号が第2の流量制御弁11に出力される。他の部分は図2の制御ユニットと同様である。

【0049】図12に図11のROM7cに記憶されている制御手順プログラムのフローチャートを示す。以下、図12のフローチャートに従い本実施例の制御手順を説明する。

【0050】まず手順100Bにおいて、圧力変換器8、9の出力及び圧力変換器15、16の出力をA/Dコンバータ7aを介して入力し、ブームシリンダ2のヘッド側圧力 $P_1$ およびロッド側圧力 $P_2$ と操作レバー3からのパイロット圧 $P_{r1}$ 、 $P_{r2}$ をRAM7dに記憶する。

【0051】次に手順110Bにおいて、ブームシリンダ2のヘッド側圧力 $P_1$ およびロッド側圧力 $P_2$ と操作レバー3からのパイロット圧 $P_{r1}$ 、 $P_{r2}$ の検出値を定常成分を除去するためにそれぞれハイパスフィルタに通し、所定周波数以上の振動成分(以下、高周波成分という)  $P_{11}$ 、 $P_{21}$ 、 $P_{r11}$ 、 $P_{r21}$ を算出する。すなわち、制御プログラムに予め組み込まれたハイパスフィルタの演算式  $P_{11} = f_{HP1}(P_1)$  および  $P_{r11} = f_{HP1}(P_{r1})$  を用いてフィルター処理( $i = 1, 2$ )、高周波成分  $P_{11}$ 、 $P_{21}$ 、 $P_{r11}$ 、 $P_{r21}$ を求める。

【0052】次に手順120Bにおいて、ブームシリンダ2のヘッド側圧力 $P_{11}$ およびロッド側圧力 $P_{21}$ にブームシリンダ2のヘッド側受圧面積 $A_1$ およびロッド側受圧面積 $A_2$ をかけその差を求めることにより、ブームシリンダ2の推力 $F_h$ を算出する。

【0053】次に手順130Bにおいて、パイロット圧 $P_{r11}$ とパイロット圧 $P_{r21}$ との差により操作信号  $P_{r1}$ を求める。



【0054】次に手順140Bにおいて、操作信号 $P_{11}$ とシリンダ推力 $F_1$ とによりシリンダ速度 $V_1$ を求める。図13に手順140Bの詳細を示す。このアルゴリズムは現代制御理論のオブザーバを適用したものである。

【0055】まず手順141において、パイロット圧力 $P_{11}$ と1サイクル前の制御信号 $\Delta q$ の差に流量制御弁4の流量計数 $Cq$ を乗じ、流量の推定値 $\langle Q_1 \rangle$  ( $\langle \rangle$ は推定値であることを示す。以下同様)を求める。次に手順142において、シリンダ圧力の実効値 $F_1/A$ と推定値 $P_{11}$ の差 $\Delta P$ を求める。ここで、 $A$ はシリンダの受圧面積である。次に手順143において、 $\langle Q_1 \rangle - A \langle V_1 \rangle / C$ で求められる圧力の微分値に圧力偏差 $\Delta P$ のフィードバック値 $G_1 \cdot \Delta P$ を加え、補正した圧力の微分値 $\langle P_1 \rangle'$  ( $'$ は微分を示す。以下同様)を求める。ここで、 $C$ はシリンダのキャパシタンス、 $G_1$ はオブザーバの圧利ゲインである。

【0056】次に手順144において、シリンダ圧力の1サイクル前の値 $\langle P_{11} \rangle$ に増加分 $T \langle P_1 \rangle'$ を加え、圧力の推定値 $\langle P_{11} \rangle$ を求める。ここで、 $T$ は1サイクルの単位時間である。次に手順145において、 $(A \langle P_{11} \rangle - D \langle V_{11} \rangle) / M$ で求められる速度の微分値に圧力偏差 $\Delta P$ のフィードバック値 $G_1 \cdot \Delta P$ を加え、補正した速度の微分値 $\langle V_1 \rangle'$ を求める。ここで、 $D$ はシリンダの粘性減衰係数、 $M$ はショベルフロントの等価質量、 $G_1$ はオブザーバの速度ゲインである。次に手順146において、シリンダ速度の1サイクル前の値 $\langle V_{11} \rangle$ の増加分 $T \langle V_1 \rangle'$ を加え、速度の推定値 $\langle V_1 \rangle$ を求める。次に手順147において、 $\langle P_{11} \rangle$ 、 $\langle V_{11} \rangle$ をそれぞれ1サイクル前の値 $\langle P_{11} \rangle$ 、 $\langle V_{11} \rangle$ として保存し、図12の手順150Bに進む。

【0057】次に手順150Bにおいて、流量指令値 $\Delta q$ の演算を行う。流量指令値 $\Delta q$ の演算は手順140Bで求めたシリンダ速度 $V_1$ 及び手順120Bで求めたシリンダの推力 $F_1$ にそれぞれ所定のゲイン $K_1$ 、 $K_2$ を乗じ両者を加算することにより求める。そして、流量指令値 $\Delta q$ に対応する制御信号を第2の流量制御弁11に出力する。

【0058】手順150Bを終了すると手順100Bへ戻り、手順100B~150Bを繰り返し行う。

【0059】本実施例においても第1の実施例と同様の効果が得られる。また、本実施例によれば、油圧シリンダの圧力と操作信号であるパイロット圧力から油圧シリンダの推力と速度を算出するので、検出手段として安価な圧力センサだけで用いれば良く、振動抑制装置を安価に製作できる。

【0060】なお、以上の実施例では、流量指令値に応じて油圧シリンダ2に給排される圧油の流量を補助的に制御する流量制御弁として、第1の流量制御弁4と別個の第2の流量制御弁11を設けたが、第1の流量制御弁

4で第2の流量制御弁も兼ね、操作レバー3からの操作信号と流量指令値を含む制御信号を第1の流量制御弁4に供給するようにしても良い。この場合、第1の流量制御弁4は、好ましくは電磁制御弁で構成される。

【0061】また、上記実施例では、ハイパスフィルタを制御プログラムの一部として組み込み、ソフト的に構成したが、電気回路からなる外部ハイパスフィルタを用いてもよい。この場合、検出信号は外部ハイパスフィルタに入力し、処理した振動成分 $F_1$ 又は $\alpha_1$ 、 $V_1$ を制御ユニットに入力して流量指令値 $\Delta q$ を求めればよい。

【0062】更に、上記実施例ではハイパスフィルタを用いたが、要は振動に係わりのない所定周波数未満の振動成分を遮断すればよいので、他のローカットフィルタ、例えばバンドパスフィルタを用いてもよい。

【0063】また、図1の実施例では、ブームシリンダの圧力を検出して推力を求めたが、力センサを用いて直接推力を検出してもよい。さらに、以上の実施例ではブームシリンダの変位を検出して速度を求めたが、速度計を配置して直接速度を求めてもよい。

【0064】

【発明の効果】本発明によれば、作業装置の停止時、起動時等、速度が急変するときの振動が抑制されるので、作業装置の位置決め等、微妙な操作が必要な場合に確実な位置決めができ、操作性が著しく向上する。また、その振動の抑制を応答性を犠牲にすることなく効果的に行うことができる。更に、定常特性に影響を与えない制御系の実現が可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例による油圧作業機械におけるブームの振動抑制制御装置をその油圧駆動回路と共に示す図である。

【図2】図1に示す振動抑制制御装置の制御ユニットの構成を示す図である。

【図3】図2に示す制御ユニットのROMに格納された制御手順プログラムのフローチャートである。

【図4】ハイパスフィルタの作用を示す図である。

【図5】従来の油圧作業機械における操作レバー入力、制御入力、アクチュエータ変位、アクチュエータ速度、アクチュエータ推力の時間変化を示すタイムチャートである。

【図6】図1に示す実施例における操作レバー入力、制御入力、アクチュエータ変位、アクチュエータ速度、アクチュエータ推力の時間変化を示すタイムチャートである。

【図7】本発明の第2の実施例による油圧作業機械におけるブームの振動抑制制御装置をその油圧駆動回路と共に示す図である。

【図8】図7に示す振動抑制制御装置の制御ユニットの構成を示す図である。

【図9】図8に示す制御ユニットのROMに格納された

制御手順プログラムのフローチャートである。

【図10】本発明の第3の実施例による油圧作業機械におけるブームの振動抑制制御装置をその油圧駆動回路と共に示す図である。

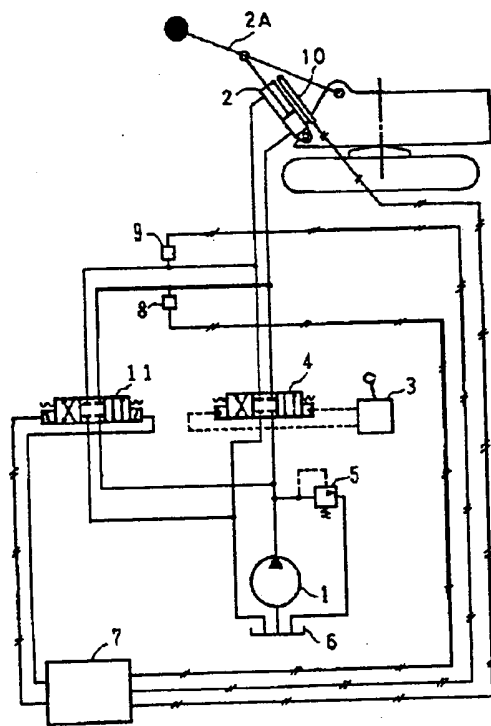
【図11】図10に示す振動抑制制御装置の制御ユニットの構成を示す図である。

【図12】図11に示す制御ユニットのROMに格納された制御手順プログラムのフローチャートである。

【図13】図12に示す手順140Bの詳細を示すフローチャートである。

【図14】従来の油圧作業機械の油圧駆動回路を示す図である。

【図1】

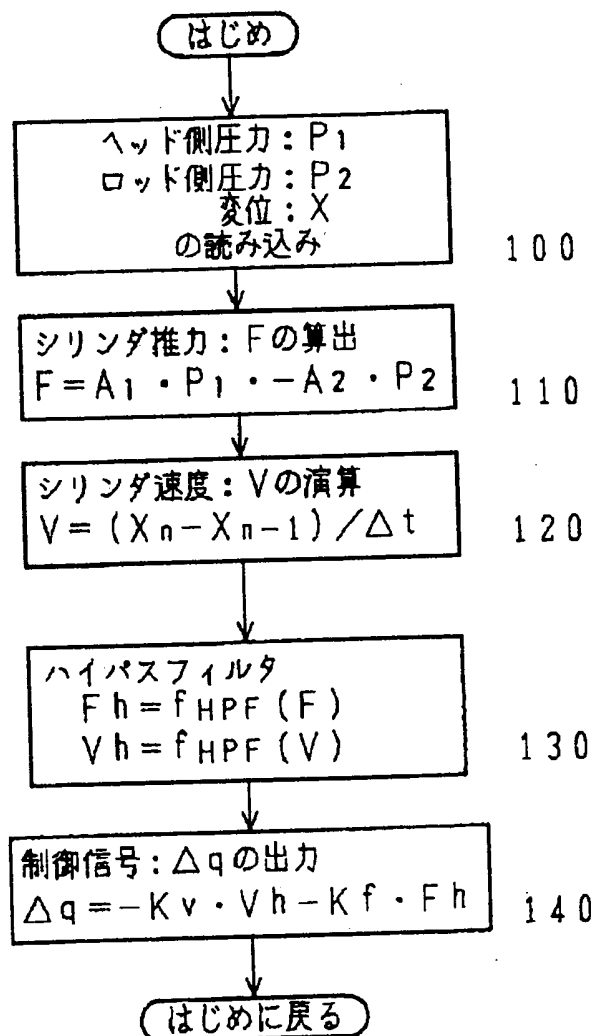


- 1: 油圧ポンプ  
2: ブームシリンダ  
2A: ブーム (作業装置)  
7: 制御ユニット (フィルタ手段および演算手段)  
8, 9: 圧力変換器 (第1の検出手段)  
10: 変位計 (第2の検出手段)  
11: 流量制御弁 (流量制御手段)

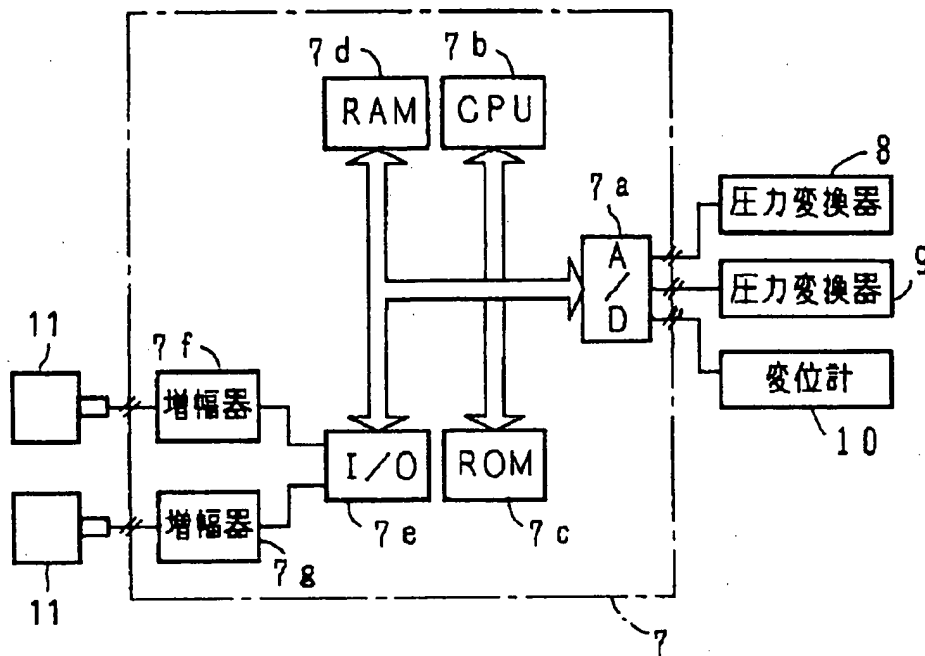
## 【符号の説明】

- 1 油圧ポンプ  
2 ブームシリンダ  
2A ブーム (作業装置)  
7, 7A, 7B 制御ユニット (フィルタ手段および演算手段)  
8, 9 圧力変換器 (第1の検出手段)  
10 変位計 (第2の検出手段)  
11 流量制御弁 (制御手段)  
12 加速度計  
15, 16 圧力変換器 (第2の検出手段)

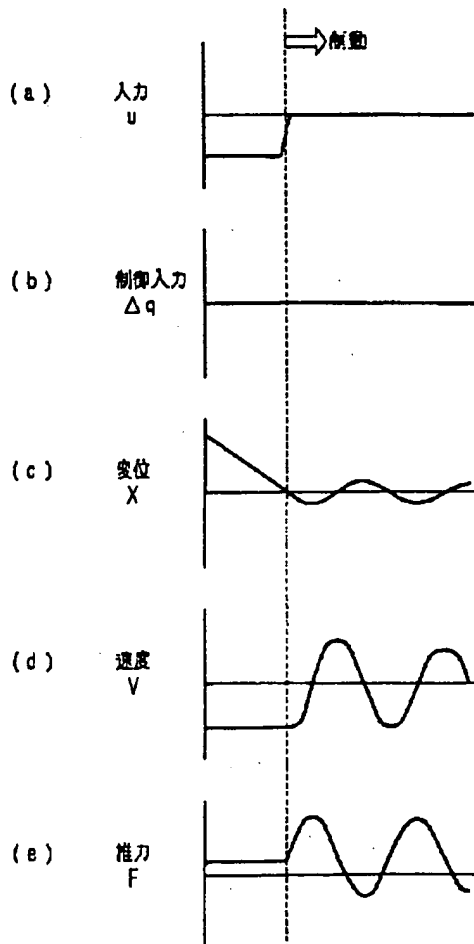
【図3】



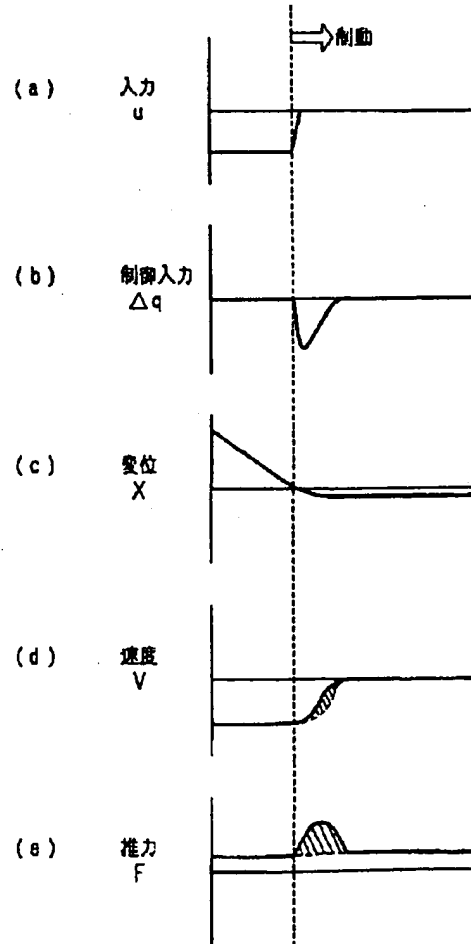
【図2】



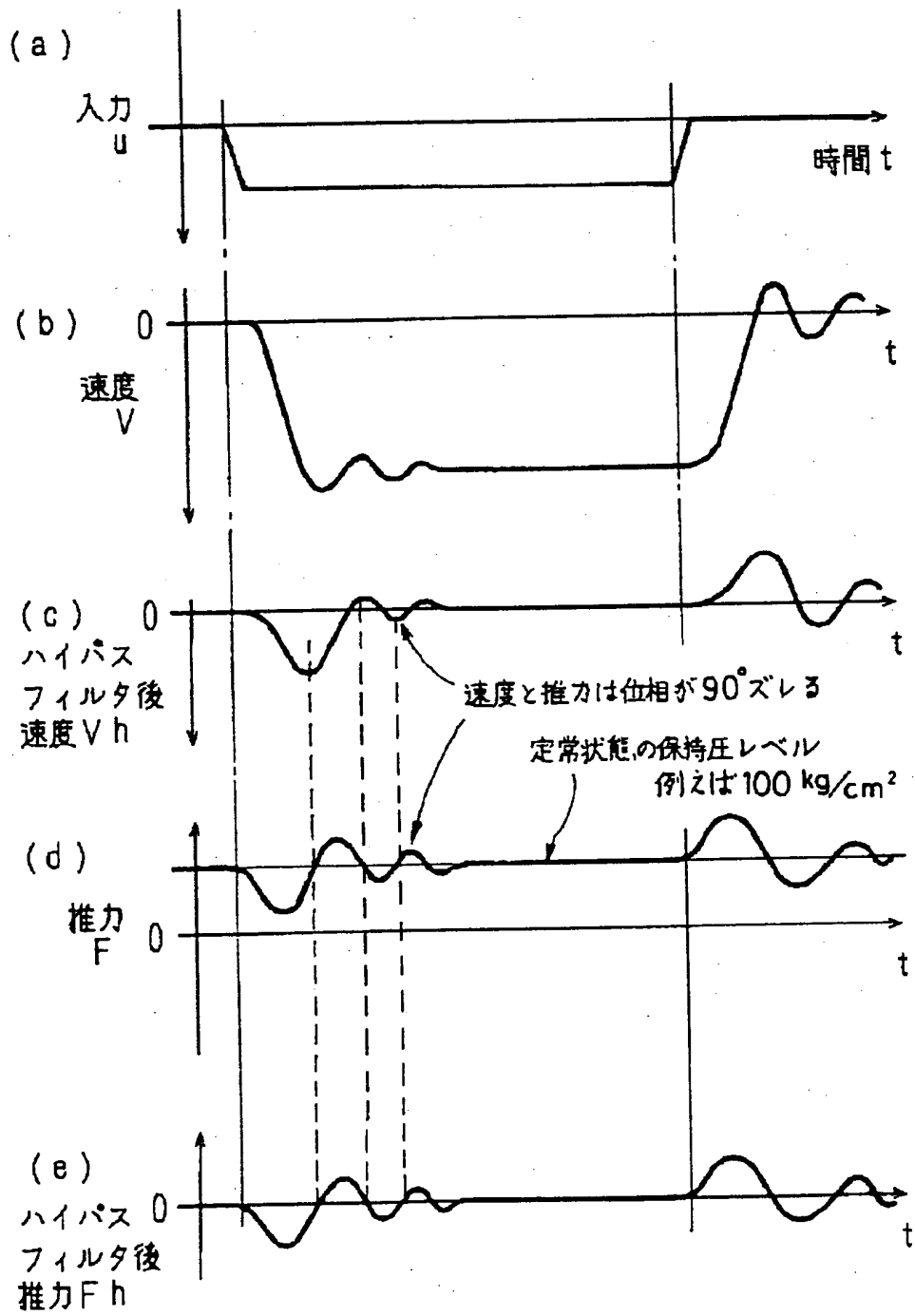
【図5】



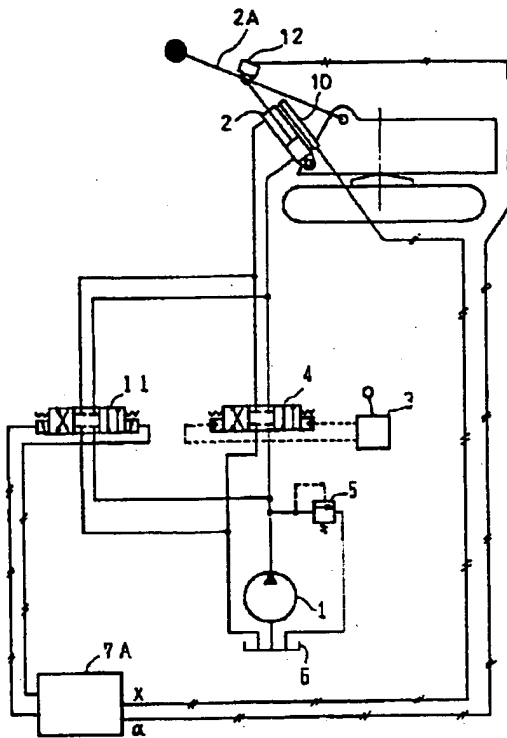
【図6】



【図4】

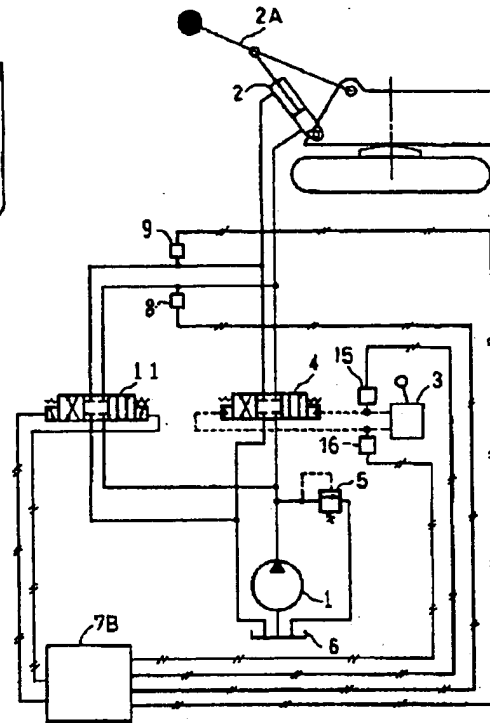


【図7】



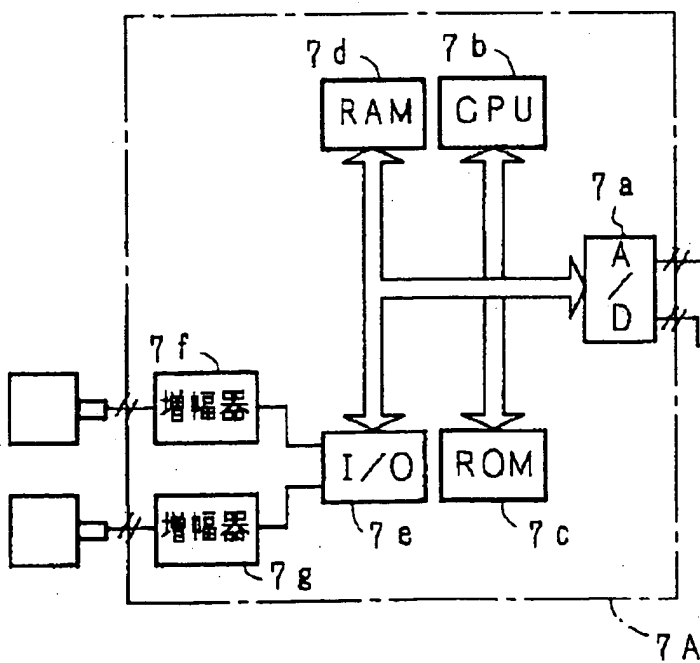
7A: 制御ユニット (フィルタ手段および演算手段)

【図10】

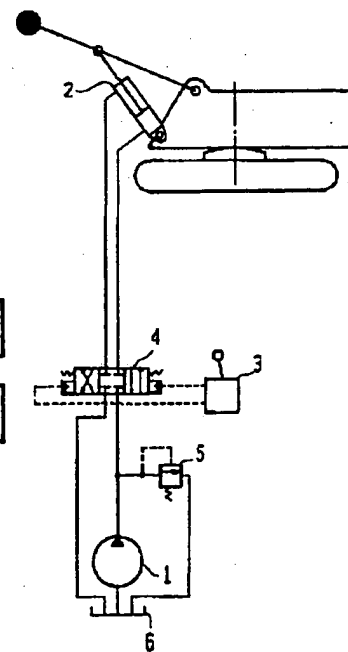


7B: 制御ユニット (フィルタ手段および演算手段)

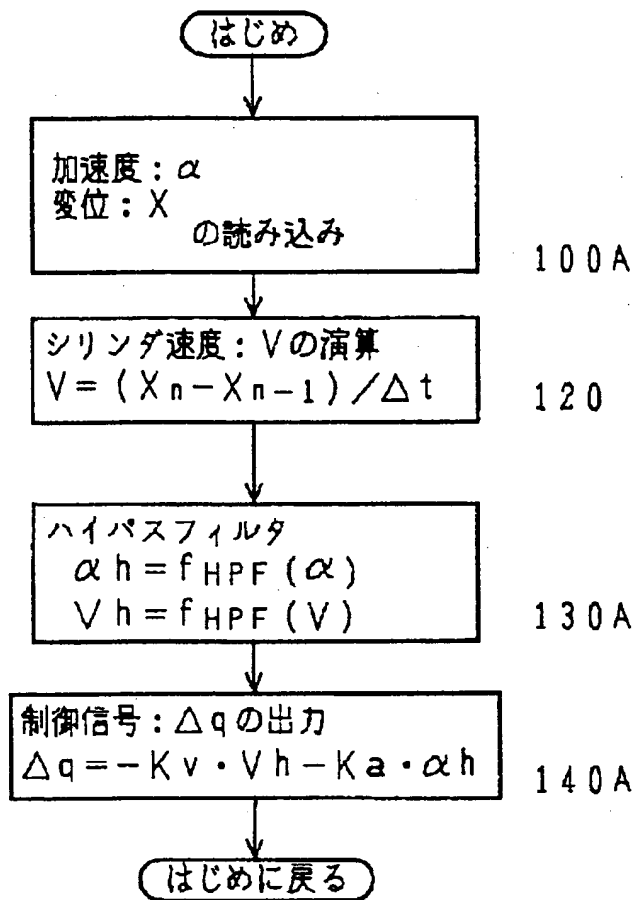
【図8】



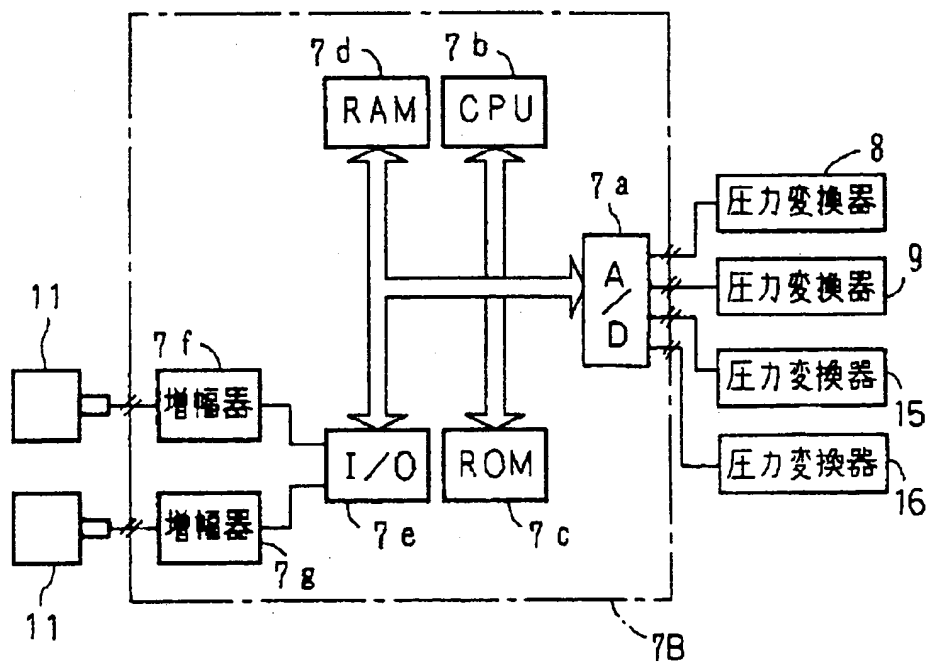
【図14】



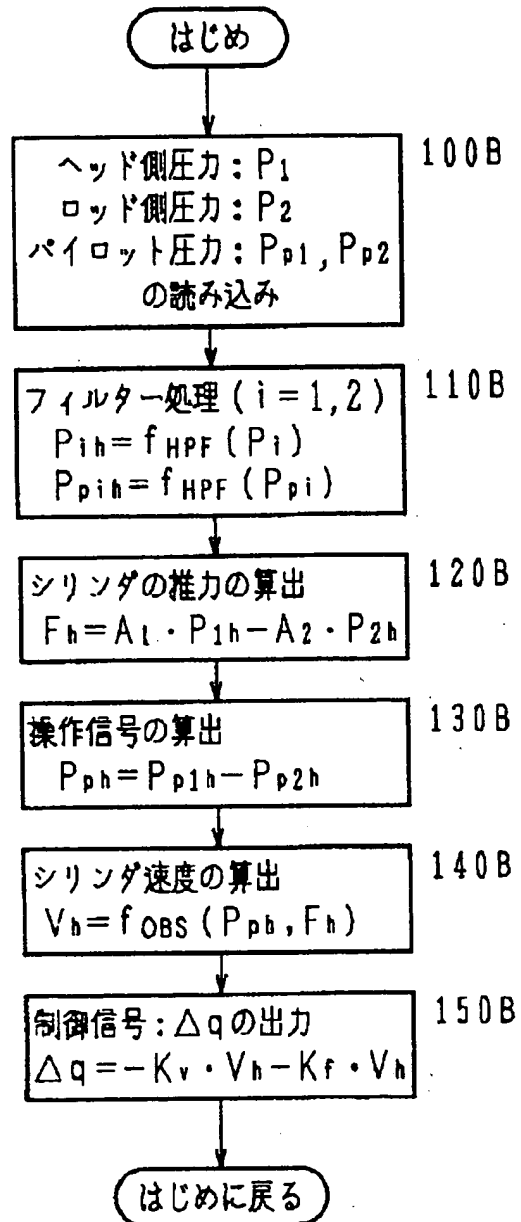
【図9】



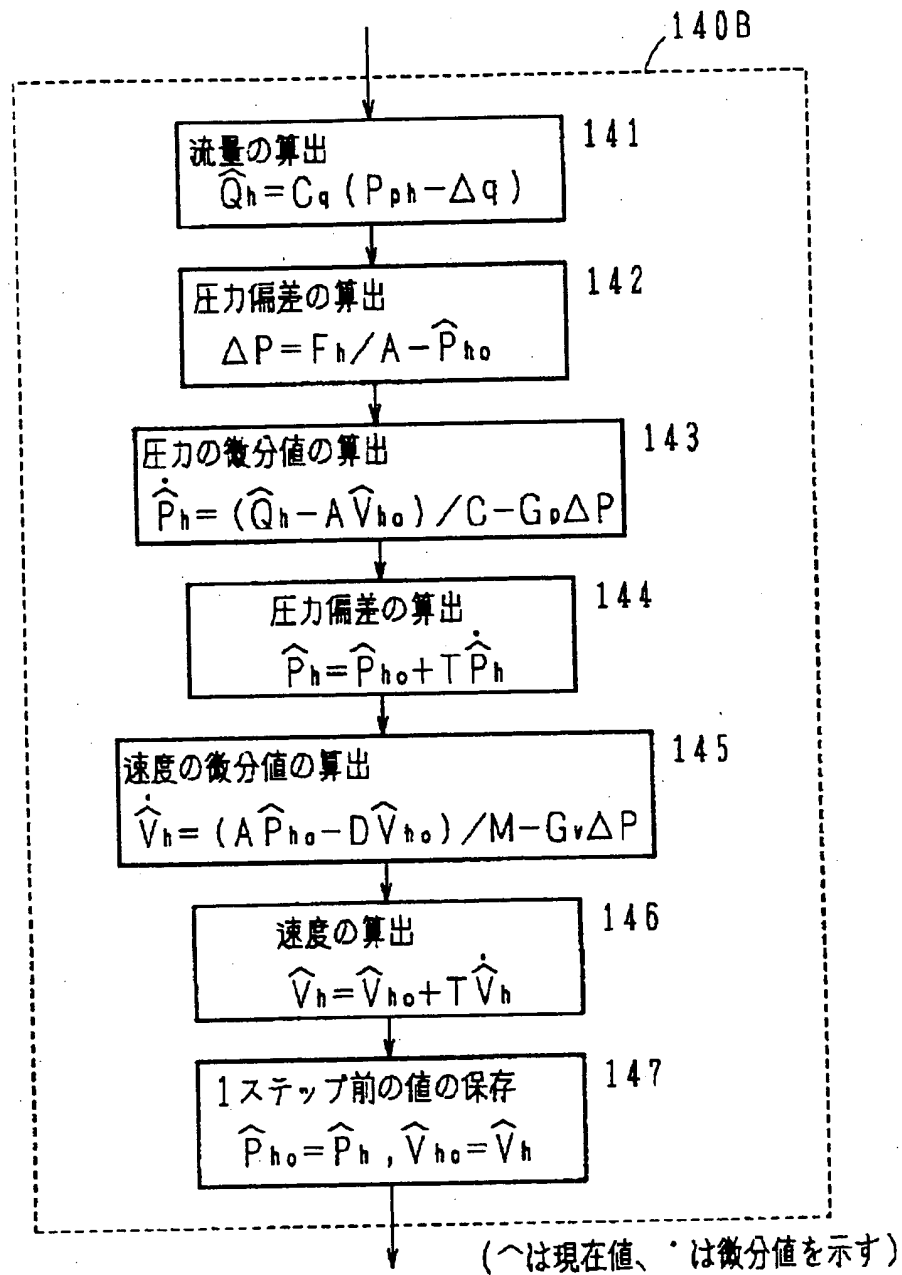
【図11】



【図12】



【図13】



フロントページの続き

(72)発明者 小原 清隆  
東京都千代田区大手町二丁目6番2号 日  
立建機株式会社内



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**